

0 7 2 4 2 3 7 -4

На правах рукописи

Ильин Алексей Леонидович

**ОБЕСПЕЧЕНИЕ ПРОЧНОСТИ РАБОЧИХ  
КОЛЕС ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ  
УНИФИЦИРОВАННЫХ  
МУЛЬТИПЛИКАТОРНЫХ  
ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРОВ**

Специальность 05.04.06 - Вакуумная, компрессорная  
техника и пневмосистемы

**АВТОРЕФЕРАТ ДИССЕРТАЦИИ  
на соискание ученой степени  
кандидата технических наук**

Казань, 2001

Работа выполнена НА КАФЕДРЕ ТУРБОМАШИН Казанского государственного технического университета им.А.Н.Туполева и в ОАО "Казань-компрессормаш".

Научный руководитель - доктор технических наук,  
профессор Евгенийев С.С.

Официальные оппоненты: заслуженный деятель  
науки и техники РТ,  
доктор технических наук,  
профессор Горюнов Л.В.,  
кандидат технических наук,  
Сагадеев Р.Г.

Ведущее предприятие: ОАО "Казанское моторостроительное  
производственное объединение"  
(ОАО КМПО) г. Казань

Защита состоится "20" декабря 2001 г. в "14" часов на заседании диссертационного Совета К 212.080.01 в Казанском государственном технологическом университете по адресу: 420015, г. Казань, ул. К. Маркса, 68.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке КГТУ.

Отзывы на автореферат, заверенные печатью, просим направлять по адресу: 420015, г. Казань, ул. К. Маркса, 68, диссертационный Совет К 212.080.01.

НАУЧНАЯ БИБЛИОТЕКА  
КФУ



0000975605

Автореферат разослан "17" ноября 2001 г.

Ученый секретарь  
диссертационного Совета  
К 212.080.01  
кандидат технических наук, доцент

 М.Б. Хадиев



# 0 7 2 4 2 3 7-1 ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

**Актуальность темы.** Многовальные мультипликаторные центробежные компрессоры (МЦК), в силу максимальной эффективности процесса сжатия и малогабаритности, устойчивы на мировом рынке и имеются в производственной программе ведущих компрессоростроительных фирм России, США, Германии, Франции, Швейцарии, Японии.

Унифицированные МЦК, выпускаемые в России ЗАО «НИИтурбокомпрессор им.В.Б.Шнеппа» и ОАО «Казанькомпрессормаш», обеспечивают любые параметры в области отношения давлений  $\pi_k=1,6\div 50$  и производительности  $V_n=0,5\div 13,4$  м<sup>3</sup>/с (30÷800 м<sup>3</sup>/мин). Дальнейшее развитие МЦК и расширение области применения связано, главным образом, с улучшением газодинамических и прочностных характеристик рабочих колес (РК), во многом определяющих конструктивное совершенство МЦК. В связи с прогрессивной тенденцией роста окружных скоростей и усложнением форм высокорасходных РК необходимы более надежные методы оценки их пространственного напряженно-деформированного состояния (НДС). Увеличение давления сжимаемой среды и нестационарность течения около РК являются источником переменных, в большинстве случаев не учитываемых, аэродинамических сил, приводящих к усталостным разрушениям РК. В связи с этим научные работы, направленные на улучшение прочностных характеристик РК МЦК, их прогнозирование и обеспечение в процессе проектирования являются весьма актуальными.

Настоящая работа выполнена в соответствии с потребностями практики, федеральной приоритетной программой «Энергосбережение России», утвержденной Указом Правительства России 24 января 1998 г., а также в соответствии с решениями VII÷XII Международных конференций по компрессоростроению.

**Цель работы.** На основе разработанных расчетно-теоретических и экспериментальных методов оценки НДС обеспечить оптимальную геометрию и необходимую прочность РК при проектировании унифицированных МЦК.

**Задачи исследования.** В соответствии с поставленной целью решались следующие задачи:

1. Разработка доступного для конструктора метода расчета НДС для закрытых и полукрытых РК с использованием конечно-элементной модели при проектировании унифицированных МЦК.
2. Оптимизация геометрических форм высокорасходных закрытых и полукрытых РК унифицированных МЦК.
3. Разработка метода определения переменных аэродинамических нагрузок, действующих на межлопаточные отсеки закрытых РК, используемых в типовых ступенях МЦК высокого давления.
4. Создание расчетного метода оценки усталостной прочности закрытых РК при проектировании унифицированных МЦК.

**Научная новизна работы.** В процессе исследования получены новые научные результаты, которые выносятся на защиту:

1. Разработана специальная программа построения объемной конечно-элементной модели сектора РК, позволяющая при соблюдении условий сопряжения на его границах получить решение для всего РК при значительном снижении объема вычислений. Программа включает в себя метод создания трехмерной геометрии РК, разработку модели материала, определение условий сопряжения на границах сектора и разработку схемы задания нагрузок в зависимости от упругой или упругопластической постановки задачи. Эти модели считываются системой ANSYS для последующего расчета НДС. В результате значительно снижена трудоемкость подготовки исходных данных для расчета НДС РК с цилиндрическими лопатками дугообразной или S-образной формы, а также пространственных РК с линейчатой поверхностью лопатки.
2. На основе вариантных расчетов трехмерного НДС выбраны оптимальные геометрические размеры закрытых и полукрытых высокорасходных РК МЦК, обеспечивающие устойчивую фиксацию РК на валу и приемлемые значения напряжений и деформаций в любой области конструкции при доступной технологии изготовления, минимальной массе и выбранной окружной скорости вращения.
3. В результате экспериментальных исследований выявлена неравномерность распределения давления по окружности за РК и в боковых зазорах основного и покрывного дисков с учетом величины и направления утечек для ступеней, имеющих РК с  $\beta_{л2}=32\div62^\circ$ , безлопаточные или лопаточные диффузоры (БЛД или ЛД), внутренние улитки (ВУ) или кольцевые камеры (КК). Определены значения амплитуд неравномерности давления по окружности, являющейся источником нестационарности для РК.
4. Разработан метод расчета аэродинамических нагрузок, действующих на межлопаточный отсек закрытых РК, с учетом их отклонения от средних значений на величину амплитуды неравномерности давления около дисков и за РК.
5. Создан комплексный метод оценки усталостной прочности (выносливости) межлопаточных отсеков закрытых РК, включающий в себя определение с помощью МКЭ собственных частот и форм колебаний с учетом действия центробежных сил, сравнение их с частотой воздействия аэродинамических сил для выявления резонанса, а также определение по МКЭ статических (от центробежных сил) и амплитудных (от поверхностных переменных аэродинамических сил) значений напряжений в межлопаточных отсеках РК. Эффективность созданного метода оценки усталостной прочности подтверждена при анализе разрушений реальных закрытых РК.

**Практическая ценность работы.** Использование разработанных методов определения НДС РК, применяемых в МЦК, позволяет сократить сро-

ки разработок и доводки, повысить надежность РК за счет обеспечения прочности при проектировании.

**Реализация работы в промышленности.** Методы расчета и программы внедрены в систему автоматического проектирования (САПР) МЦК в ЗАО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б.Шнеппа» и ОАО «Казанькомпрессормаш». Они использованы при создании 10 типов МЦК нового исполнения АЭРОКОМ КА, 8 типов МЦК исполнения АЭРОКОМ Н, 2 типов МЦК исполнения АЭРОКОМ АА, успешно эксплуатируемых на предприятиях машиностроения, химии, нефтехимии, а также в составе стартовых систем ракетно-космических комплексов, в т.ч. в составе международного комплекса морского базирования «Морской старт».

**Достоверность научных положений и практических результатов.** Определяется применением современных методов расчета и измерений. Результаты расчетов имеют удовлетворительную сходимость с экспериментами. Полученные результаты прошли широкую проверку практикой эксплуатации МЦК.

**Апробация работы.** Результаты работы докладывались на 12 и 13 Всероссийских межвузовских научно-технических конференциях «Внутрикамерные процессы в энергоустановках, акустика, диагностика, экология» (г.Казань, Военн. артиллер. ун-т, 2000 г., 2001 г.), на 11 и 12 Международных конференциях по компрессорной технике (г.Казань, 1998 г., 2001 г.), на Международной научн. техн. конференции, посвящен. памяти Генер. конструктора Н.Д.Кузнецова (г.Самара, 2001 г.).

В целом работа докладывалась на кафедре турбомашин (г.Казань, КГТУ им.А.Н.Туполева, 2001 г.) и на расширенном заседании кафедры «Компрессоры и пневмоагрегаты» (г.Казань, КГТУ, 2001 г.).

**Личный вклад автора в работу.** Автором разработаны алгоритмы построения объемной конечно-элементной модели РК, методы экспериментального исследования и обобщения по неравномерности давления около РК, алгоритмы расчета аэродинамических нагрузок, действующих на межлопаточный отсек РК, и метод оценки усталостной прочности закрытых РК МЦК. Разработана, освоена и внедрена технология изготовления составного полуоткрытого РК. Выполнена оптимизация геометрических форм закрытых и полуоткрытых РК.

**Публикации.** По теме диссертации опубликовано 10 печатных работ и получен патент.

**Объем и структура работы.** Диссертация состоит из введения, пяти глав, списка литературы и приложения. Работа содержит 171 страницу машинописного текста, 4 таблицы, 101 рисунок. Список литературы включает 68 наименований. В приложении на 47 страницах приведены отдельные распечатки расчетов НДС вариантов РК и акт внедрения.

## КРАТКОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

**Во введении** обоснована актуальность темы диссертации, сформулирована цель работы и приведены основные научные результаты.

**Первая глава** содержит анализ современного состояния проблем прочности РК МЦК. Рассмотрены поле параметров и типы унифицированных МЦК, выпускаемых ОАО «Казанькомпрессормаш», а также разные геометрические формы, прочность и КПД применяемых РК в зависимости от коэффициента расхода  $\Phi_0$ . Показана максимальная интенсивность напряжений у высокорасходных РК. Отмечен значительный вклад Яновского М.И., Скубачевского Г.С., Жирицкого Г.С., Биргера И.А., Шорра Б.Ф., Раера Г.А., Риса В.Ф., Демьянушко И.В., Образцова И.Ф. и др. в развитие науки о прочности рабочих колес турбомашин.

Выполнен анализ недостатков приближенных методов расчета прочности РК и рассмотрены теоретические основы метода конечных элементов (МКЭ), являющегося более точным и универсальным при оценке НДС РК сложных пространственных форм. Показано ограниченное использование современной системы ANSYS, основанной на МКЭ, из-за отсутствия специальной программы построения объемной конечно-элементной модели РК для считывания системой ANSYS и последующего расчета НДС. В литературе по ЦК отсутствуют также расчетные методы определения переменных аэродинамических нагрузок, действующих на межлопаточный отсек РК и вызывающих его усталостные разрушения. Имеется незначительное количество работ по их экспериментальному исследованию. Отсутствует также надежный метод оценки усталостной прочности РК, включающий в себя анализ собственных частот и форм колебаний РК как единой конструкции и расчет амплитудных напряжений в межлопаточном отсеке РК от действия переменных аэродинамических нагрузок.

В результате анализа сформулированы задачи настоящего исследования.

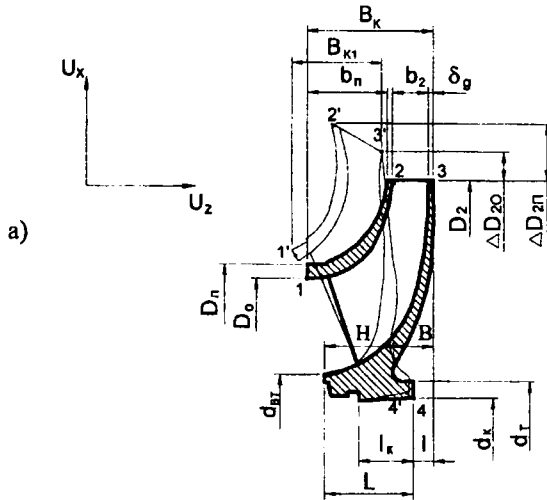
**Вторая глава** посвящена разработке специальной программы создания конечно-элементной модели сектора РК, используемой далее для оценки его НДС. Построение модели колеса выполняется по геометрии лопаток, известной из газодинамического расчета, и описанию меридиональных контуров покрывного и основного дисков, разработанных конструктором в системе Автокад. По линиям контуров дисков создаются поверхности, которые разбиваются двумерной конечно-элементной сеткой из треугольных и четырехугольных элементов. Затем в заранее определенный файл записывается геометрическая и топологическая информация об узлах и элементах, о количестве слоев элементов дисков в окружном направлении, о количестве элементов по толщине лопатки. По отдельному алгоритму осуществляется разбивка лопатки на трехмерные конечные элементы по известным координатам любой точки. Полученные номера узлов заносятся в топологическую матрицу, определяющую порядок взаимной связи между элементами и порядок связи между узлами в элементе. Для заполнения топологической матрицы исполь-

зуется отображение трехмерного сечения лопатки в виде пространственного четырехугольника на единичный квадрат в специально введенных координатных осях. Для трехмерной лопатки разработан алгоритм построения сектора РК, граничные поверхности которого соответствуют срединной поверхности лопатки и расположены в середине межлопаточного канала. Срединная поверхность лопатки является нулевой при создании узлов в цилиндрической системе координат. Внутренние узлы сектора на покрывном и основном дисках создаются с шагом, определяемым по углу сектора, центральному углу, связанному с толщиной лопатки на данном радиусе, и по количеству слоев элементов на половине сектора без учета лопатки. Для получения решения для колеса как целостной конструкции на узлах, принадлежащих расчетному сектору, задаются условия периодичности в виде равенства соответствующих перемещений на соответствующих узлах смежных граней сектора. Вся информация записывается в текстовом формате, доступном для считывания системой ANSYS и последующего расчета НДС.

Разработанный алгоритм построения объемной конечно-элементной модели РК и расчета его трехмерного НДС введен в САПР МЦК и позволяет значительно снизить трудоемкость подготовки исходных данных при определении НДС закрытых и полуоткрытых РК.

**Третья глава** содержит результаты оптимизации геометрических форм закрытых и полуоткрытых высокорасходных стальных РК, имеющих максимальную интенсивность напряжений. Цель оптимизации – определение на базе вариантных расчетов трехмерного НДС основных размеров контура РК при заданной проточной части, достаточных для детального конструирования и обеспечивающих устойчивую фиксацию РК на валу, приемлемые напряжения и деформации при доступной технологии изготовления, минимальной массе и выбранной максимальной окружной скорости РК  $u_{2\max}$ . Расчеты выполнены для стали 07X16H6 аустенитно-мартенситного класса, широко применяемой в МЦК и имеющей хорошие прочностные и пластические свойства.

Консольные высокорасходные закрытые РК МЦК имеют сварнопаяную конструкцию и  $u_{2\max} = 320$  м/с. Расчеты НДС выполнены в упругой и упругопластической постановке задачи. В последнем случае задавались кривая деформации для стали 07X16H6 и уровни нагрузок в виде последовательно возрастающей окружной скорости от нуля до  $u_2 = 323 \div 425$  м/с на временных шагах, соответствующих разгонным испытаниям и измерениям фактических остаточных деформаций. Расчетные деформации высокорасходного закрытого РК показаны на рис.1. Они удовлетворительно совпадают с данными измерений (рис.1б). С утолщением основного диска РК в районе ступицы, т.е. уменьшением В/Н, максимальные осевые и радиальные деформации снижаются, но возрастает масса РК. Окончательно выбрана величина  $V/H = 0,5 \div 0,6$ . Величина радиального натяга по посадочному конусу найдена как  $\delta_n = (0,7 \div 0,9) \cdot 10^{-3} \cdot d_k$ .



точки	1	2	3	4
$U_z, \text{мм}$	-0.049	-0.42	-0.44	-0.01
$U_x, \text{мм}$	0.08	0.304	0.15	0.0127

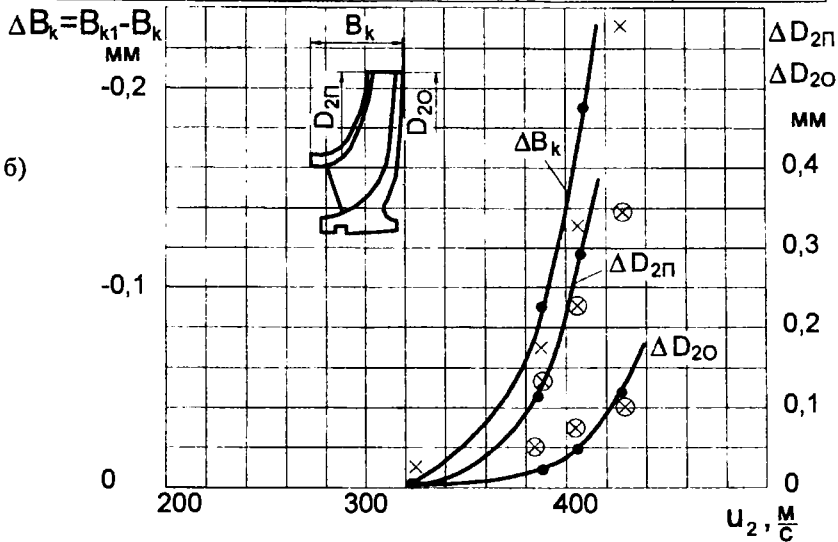


Рис.1. Деформации РК ( $D_2 = 246 \text{ мм}$ ,  $\beta_{п2} = 60^\circ$ ,  $\bar{b}_2 = 0,073$ ,  $z_2 = 15$ ,  $B/H = 0,6$ ,  $\Phi_0 = 0,11$ )

а) расчет при  $u_2 = 323 \text{ м/с}$  в упругой постановке; б) остаточные деформации после разгона РК при разных  $u_2$ : - расчет в упругопластической постановке,  $\times$ ,  $\otimes$  — измерение.



Расчетная величина интенсивности напряжений, особенно на лопатках в зонах сопряжения с дисками РК, зависит от способа расчета НДС. В случае упругопластической задачи, отражающей реальную картину напряженности, интенсивность напряжений ниже величины, рассчитанной по упругой задаче, особенно заметно в периферийной области РК (рис.2). Типичные выходные данные постпроцессора программы показаны на рис.3. В результате вариантных расчетов определены и в диссертации показаны оптимальные значения всех размеров РК, обозначенных на рис.1а. При работе в упругой области, когда максимальная локальная интенсивность напряжений  $\sigma_{\max}$  меньше предела текучести  $\sigma_T$  и температура  $t \leq 200^\circ\text{C}$ , запас прочности рекомендуется определять как  $n_a = \sigma_T / \sigma_{\max} = 1,3 \div 1,4$ . При  $\sigma_{\max} \geq \sigma_T$  для РК, изготовленного из стали 07X16H6, следует использовать запас прочности по разрушающим оборотам  $n_a = u_{2\text{разр}} / u_2 = 1,3 \div 1,4$ , где величина  $u_{2\text{разр}} = 425$  м/с определена в результате разгонных испытаний и соответствует моменту резкого возрастания остаточных деформаций (рис.1б).

Задача оптимизации геометрической формы полукрытых высокорасходных ( $\Phi_0=0,15$ ) РК МЦК является аналогичной закрытым РК. Отличие связано с принятием при оптимизации  $u_{2\max} = 400$  м/с и значения  $\sigma_{\max} \leq 0,8 \cdot \sigma_T$ , что обеспечивается более высокими возможностями полукрытых РК. Вводится дополнительно требование по минимальной осевой деформации РК в сторону всасывания, влияющей на перетекания газа в зазоре между лопатками и корпусом. В связи с отсутствием в отечественном компрессоростроении дорогостоящих 5-координатных станков создана составная конструкция РК с трехмерными лопатками, включающая в себя входной аппарат и основной диск. Изготовление такого РК, благодаря составной конструкции, выполняется на 3-х координатных станках. Конструкция защищена патентом №2109172.

В результате расчетов НДС для высокорасходных полукрытых РК определены: оптимальная геометрия меридионального контура основного диска, обеспечивающая минимальную массу (рис.4); размеры зоны выреза ( $\frac{B}{H}$ ) в основном диске (рис.4), обеспечивающие при  $\frac{B}{H} = 1,7 \div 2,0$  надежную фиксацию РК на валу за счет минимального раскрытия ступицы в области конической посадки (рис.4б), а также гарантирующие незначительное осевое перемещение периферии РК в сторону всасывания (рис.4а); осевое положение  $\ell$  посадочного конуса и его длина  $\ell_k$  (рис.4) на ступице основного диска, согласованные с размерами выреза; НДС входного аппарата и картина его совместной деформации с основным диском в зоне стыка лопаток (рис.4).

Окончательно принятые оптимальные размеры базовых полукрытых РК унифицированных МЦК, имеющих номинальные  $D_2=240-300-380-480-600$  мм, приведены в диссертации. Во всех случаях выдержано условие  $\sigma_{\max} \leq 0,8 \cdot \sigma_T$ . Типичные выходные данные постпроцессора программы показаны на рис.5.

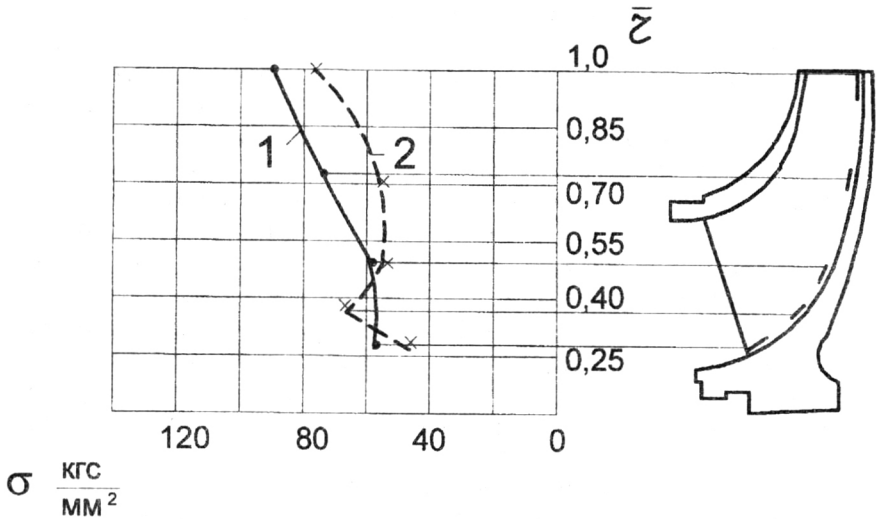
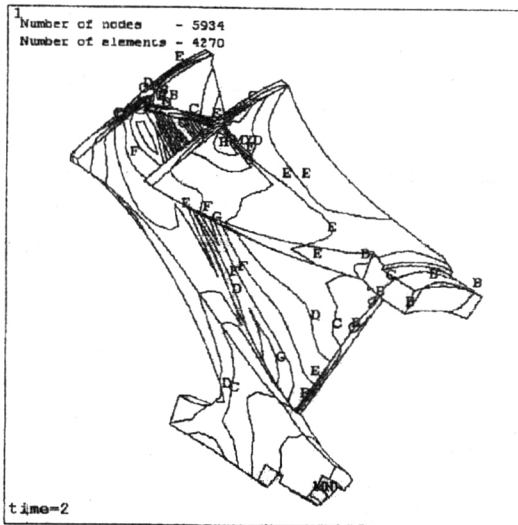


Рис.2. Распределение по радиусу интенсивности напряжений на лопатке в зоне около основного диска

(ПК  $D_2 = 246\text{мм}$ ,  $\beta_{n2} = 60^\circ$ ,  $\bar{b}_2 = 0,073$ ,  $z_2 = 15$ ,  $B/H = 0,6$ ,  $u_2 = 323\text{м/с}$ )

1-упругая задача; 2-упругопластическая задача.

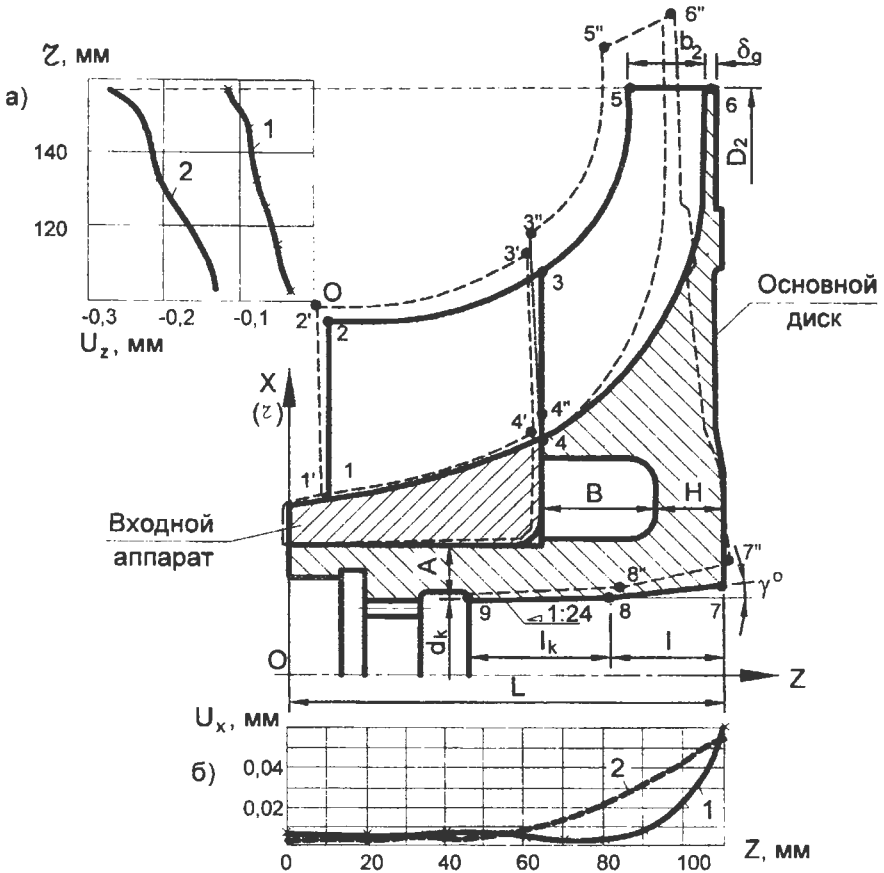


ANSYS 5.6.2  
MAY 3 2001 17:47:39  
NODAL SOLUTION  
STEP =2  
SUB =4  
TIME =2  
SINT (AVG)  
PowerGraphics  
EFACET=1  
AVRES=Mat  
DMX =.777198  
SMN =.99788  
SMX =92.469  
A=6.08 B=16.243  
C=26.407 D=36.57  
E=46.734 F=56.897  
G=67.06 H=77.224  
I=87.387

Рис.3. Изолинии интенсивности напряжений закрытого ПК

(ПК  $D_2 = 246\text{мм}$ ,  $\beta_{n2} = 60^\circ$ ,  $\bar{b}_2 = 0,073$ ,  $z_2 = 15$ ,  $B/H = 0,6$ ,  $\Phi_0 = 0,11$ ,

$u_2 = 323\text{м/с}$ , упругопластическая задача)



в)

Входной аппарат				Основной диск					
точки	2	3	4	3	4	5	6	7	8
$U_z, \text{мм}$	-0,005	-0,03	-0,018	-0,014	-0,0017	-0,108	-0,116	0,017	0,025
$U_x, \text{мм}$	0,044	0,057	0,039	0,097	0,059	0,287	0,344	0,06	0,0092

Рис.4. Деформации РК  $D_2 = 315 \text{ мм}$ ,  $\beta_{л2} = 50^\circ$ ,  $\bar{b}_2 = 0,063$ ,  $z_2 = 20$ ,

$$B/H = 1,66, u_2 = 400 \text{ м/с}$$

а) осевое перемещение лопаток  $U_z$ ; б) радиальное перемещение  $U_x$  поверхностей внутреннего отверстия; 1-диск с вырезом; 2-диск цельный;  
в) таблица перемещений характерных точек РК

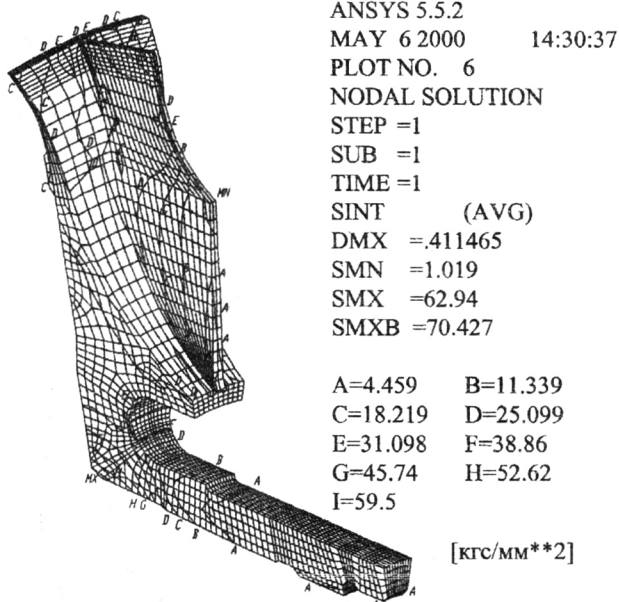


Рис.5. Изолинии интенсивности напряжений для основного диска РК  
( $D_2 = 321 \text{ мм}$ ,  $\beta_{\pi 2} = 70^\circ$ ,  $\bar{b}_2 = 0,075$ ,  $z_2 = 20$ ,  $B/H = 1,38$ ,  $\Phi_0 = 0,15$ ,  
 $u_2 = 400 \text{ м/с}$ )

**Четвертая глава** посвящена разработке методов определения переменных аэродинамических нагрузок, действующих на межлопаточные отсеки закрытых РК, используемых в ступенях МЦК высокого давления. По известной геометрии и газодинамической характеристике РК из уравнения Бернулли в относительном движении с учетом потерь, заданных значений скорости  $\bar{W}_{cp}$  и нагрузки  $\Delta \bar{W}_{cp}$  на текущем радиусе определены безразмерные относительные скорости ( $\bar{W}_n$ ,  $\bar{W}_s$ ) и давления ( $\bar{P}_n$ ,  $\bar{P}_s$ ) на передней и задней сторонах лопатки и средние их значения по линейному закону. Распределение по радиусу давления  $\bar{p}_s$ , осредненного по окружности, в боковых зазорах между дисками РК и корпусом определено с учетом величины и направления расходного течения из-за утечек. Рассчитанные давления, действующие на межлопаточный отсек с внутренней и внешней стороны, позволили построить эпюру результирующего перепада давления на отсек. Отклонение его от среднего значения за счет неравномерного распределения текущего  $\bar{p}_s$  по окружности, являющегося для РК источником нестационарности, исследовано экспериментально. Испытаны на 3+4 режимах по расходу две ступени с БЛД и КК, имеющие РК с  $\beta_{\pi 2} = 62^\circ$  ( $\bar{b}_2 = 0,048$ ) и с  $\beta_{\pi 2} = 45^\circ$  ( $\bar{b}_2 = 0,025$ ), а также ступень с ЛД, КК и РК с  $\beta_{\pi 2} = 45^\circ$  ( $\bar{b}_2 = 0,048$ ). Статические давления измерялись на стенках корпуса в 12 точках по окружности на

$\bar{r}=1,05-1,0-0,95-0,89-0,8$  около покрывного диска и на  $\bar{r}=1,05-1,0-0,87-0,75-0,57-0,41$  около основного диска. Получены значения безразмерных амплитуд  $A$  неравномерности давления по окружности и неравномерности давления  $A/\bar{P}_s$ . Это позволило для всех исследованных 14 вариантов получить величину внешнего давления на диски с учетом отклонения, учитывающего нестационарность, в виде  $\bar{P}_{\text{вн}}=\bar{P}_s+A$ . Неравномерность давления  $A/\bar{P}_s$  является максимальной около покрывного диска при  $\bar{r}=0,95\div 1,02$ , при малой степени реактивности  $\Omega$  РК (т.е. больших  $\beta_{\text{л2}}$ ), на нерасчетных режимах и сильно возрастает с увеличением утечки через уплотнение с зазором  $\delta_*$  покрывного диска, что может быть при износе уплотнения. Типичные результаты показаны на рис. 6а для расчетного режима ( $\bar{\varphi}_2=1$ ) и разных ступеней (4,5-ЦКТИ и НЗЛ) с БЛД.

На рис.6б показано сильное влияние  $\Omega$  на  $A/\bar{P}_s$ . Выявлено, что число максимальных пиков давления по окружности в зоне  $\bar{r}=0,95\div 1,0$ , воздействующих на РК за 1 оборот в ступенях с БЛД и боковыми ВУ или КК, достигает 1÷3 с амплитудой неравномерности  $A=(0,05\div 0,15)\cdot p_2\cdot u_2^2$ . Для ступеней с ЛД, имеющих число максимальных пиков давления, равных числу лопаток ЛД, значение  $A=(0,05\div 0,18)p_2\cdot u_2^2$  при  $\bar{r}=1\div 1,05$ . В результате обобщения, с использованием также данных ЦКТИ и НЗЛ (РК с  $\beta_{\text{л2}}=38^\circ$  и  $32^\circ$ , БЛД) и СПГТУ (РК с  $\beta_{\text{л2}}=90^\circ$ , ЛД), получены значения величин  $\bar{P}_s$ ,  $A$ ,  $A/\bar{P}_s$ ,  $\bar{P}_{\text{вн}}$ , использованные для построения результирующего поля давления, действующего на межлопаточный отсек РК с учетом нестационарности потока около РК. Разработаны алгоритмы и программа расчета аэродинамических нагрузок. Как поверхностные силы они введены в конечно-элементную модель сектора РК и использованы для расчета на прочность межлопаточных отсеков РК от действия этих сил. Характерные результаты для РК типа «L» показаны на рис.7.

На основании известных представлений частоту аэродинамического воздействия рекомендуется определять как  $f_a=k\cdot n$ , где  $k$  – номера гармоник возбуждения, равные числу мощных возбудителей (например, числу пиков давления по окружности за РК) или кратные им.

Пятая глава содержит материалы по разработке комплексного метода оценки усталостной прочности (выносливости) межлопаточных отсеков закрытых РК. Эти отсеки обладают наименьшей жесткостью и чаще всего подвержены усталостным разрушениям. Метод предусматривает определение собственной частоты и форм колебаний РК с учетом или без учета предварительно напряженного состояния от действия центробежных сил расчетным путем по специальной процедуре системы ANSYS. Для расчета собственных частот и форм колебаний с учетом циклической симметрии предусмотрено использование двух стандартных процедур CYCGEN (процедура создания дополнительного сектора) и CYCSOL (процедура решения). Собственные частоты и формы колебаний с учетом предварительно напряженного состояния определяются с подключением результатов статического анализа,

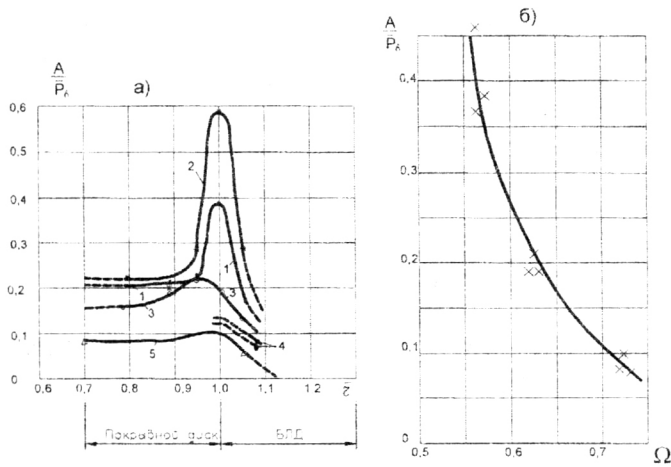


Рис.6. а) Неравномерность давления около покрывного диска РК ( $\bar{\varphi}_2 = 1$ )

1-  $\beta_{\pi 2} = 62^\circ$ ,  $\bar{b}_2 = 0,048$ ,  $\delta_{II} = 0,32 \text{ мм}$ , КК;

2-  $\beta_{\pi 2} = 62^\circ$ ,  $\bar{b}_2 = 0,048$ ,  $\delta_{II} = 1,5 \text{ мм}$ , КК;

3-  $\beta_{\pi 2} = 45^\circ$ ,  $\bar{b}_2 = 0,025$ ,  $\delta_{II} = 0,32 \text{ мм}$ , КК;

4-  $\beta_{\pi 2} = 38^\circ$ ,  $\bar{b}_2 = 0,054$ , КК и ВУ;

5-  $\beta_{\pi 2} = 32^\circ$ ,  $\bar{b}_2 = 0,05$ , ВУ;

б) зависимость  $\frac{A}{P_k} = f(\Omega)$  при  $\bar{r} = 0,95 \div 1,0$  и  $\bar{\varphi}_2 = 0,7 \div 1,4$ .

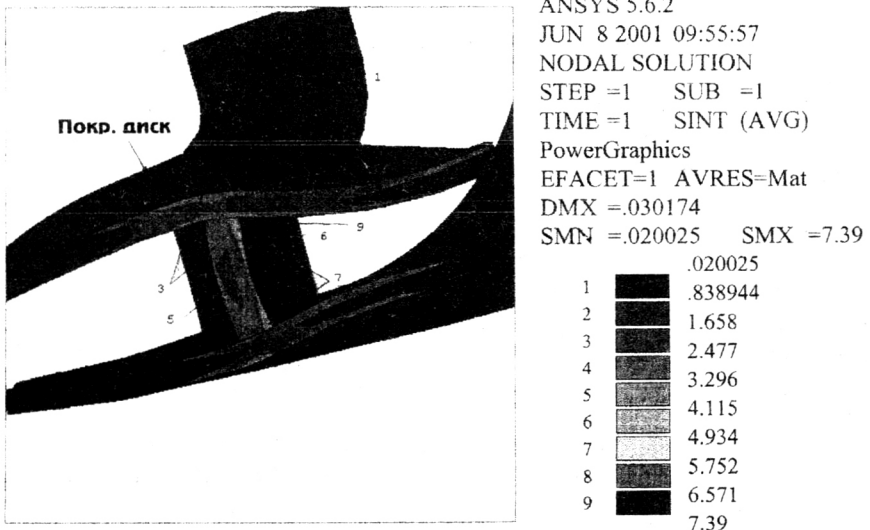


Рис.7. Изолинии интенсивности напряжений (периферийная зона) от действия аэродинамических сил на межлопаточный отсек РК типа "L"

используя команду ANSYS [PSTRES, ON]. Надежность этой процедуры ANSYS проверена на кафедре турбомашин экспериментально методом голографической интерферометрии реального закрытого РК типа «L» ( $D_2=534$  мм,  $b_2 = b_1=0,036$ ,  $\beta_{n2}=48^\circ$ ,  $Z_2=17$ ,  $\Phi_0=0,0237$ ), при эксплуатации которого имели место усталостные разрушения покрывного диска. Получены голографические интерферограммы и значения резонансных частот колебаний РК типа «L»:  $f=622$ ;  $f=1259$ ;  $f=3208$  Гц. Выявлены соответственно наиболее информативные формы колебаний с двумя (при  $f=622$  Гц), тремя (при  $f=1259$  Гц) узловыми диаметрами и колебания межлопаточных отсеков (при  $f=3208$  Гц). Последняя форма колебаний приведена на рис. 9. Расчет по процедуре ANSYS без учета вращения при задании двух узловых диаметров получен  $f=595$  Гц, трех –  $f=1164$  Гц и для колебания межлопаточного отсека соответственно  $f=3218$  Гц (рис. 8). Отличие от голографических данных составило соответственно 4,3 %, 7,5 % и 0,3 %, что характерно для аналогичных исследований и подтверждает возможность использования на практике процедуры ANSYS. Наличие форм колебаний в опытах с двумя и тремя узловыми диаметрами показывает высокую жесткость конструкции данного РК типа «L», работающего при собственных частотах  $f=622$  Гц и  $f=1259$  Гц как монолитный диск. Для межлопаточного отсека РК типа «L» расчетом определена также собственная частота колебаний с учетом нагрузки от центробежных сил при рабочей частоте вращения  $n=11200$  об/мин, равная  $f=3410$  Гц. Она выше  $f=3218$  Гц при  $n=0$ , что согласуется с известными представлениями при температуре газа  $t \leq 200$  °С. На основе расчетных данных далее производится оценка работоспособности РК, для чего строится частотная диаграмма, позволяющая найти в результате пересечения кривой собственных частот с возможной гармоникой возбуждающей аэродинамической силы вероятный резонансный режим. Например, для РК типа «L» таким образом выявлен резонанс практически на рабочей частоте вращения.

Оценка работоспособности РК производится также на основе расчетов переменных аэродинамических сил и напряжений, действующих на межлопаточный отсек, и последующего определения запаса прочности дисков РК по переменным напряжениям  $\sigma_a = \sigma_{a0} / \sigma_a \geq [n_a]$ . Исходными являются опытные диаграммы предельных амплитудных напряжений (диаграммы выносливости) для модельных образцов покрывного и основного диска с элементом лопатки при асимметричном цикле нагружения. По рассчитанному значению статического напряжения  $\sigma_m$  от центробежных сил в области ожидаемого разрушения из диаграммы выносливости находится предельное амплитудное напряжение  $\sigma_{a0}$ . Амплитудное значение напряжений  $\sigma_a$  в этой же области от действия поверхностных переменных аэродинамических сил определяется по программе расчета аэродинамических сил и далее по МКЭ, с введением этих сил в конечно-элементную модель. Для РК типа «L», работающего при давлении  $p = 4,6 \div 5,2$  МПа в составе концевой ступени с БЛД и ВУ, для периферии покрывного диска величина  $p_a$  оказалась ниже нормированного значения, что также могло быть причиной его разрушения.

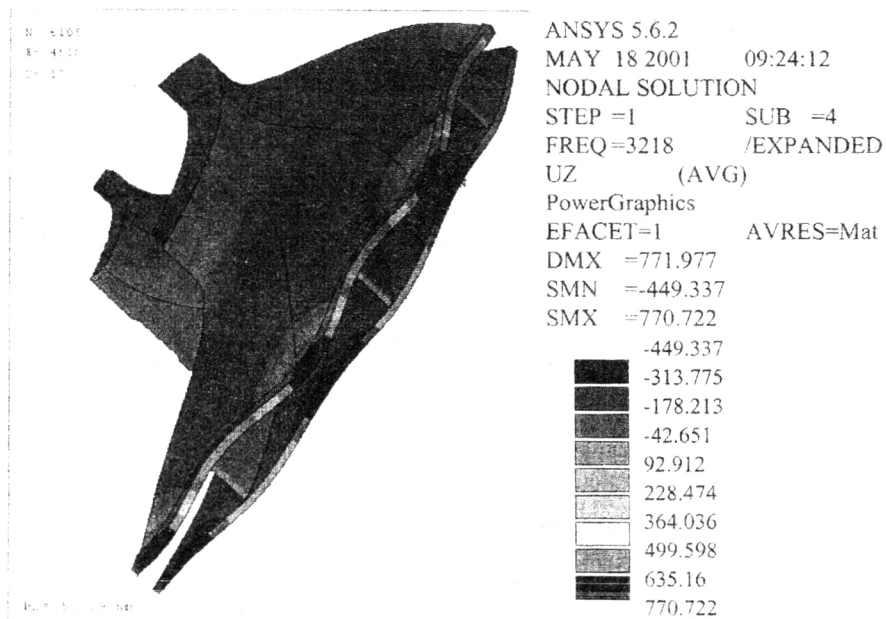


Рис.8. Формы колебаний и значения собственных частот для межлопаточных отсеков рабочего колеса типа "L" ( $f = 3218$  гц)

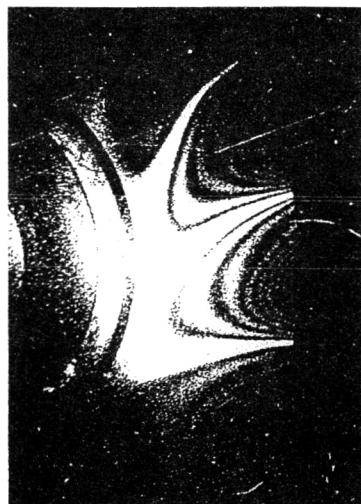


Рис.9. Голографическая интерферограмма колебаний межлопаточных отсеков РК типа "L" ( $f = 3208$  гц)



## ВЫВОДЫ

1. Дальнейшее развитие унифицированных МЦК, выпускаемых ОАО «Казанькомпрессормаш», с отношением давлений  $\pi_k=1,6\div 50$  и  $V_n=0,5\div 13,4 \text{ м}^3/\text{с}$  ( $30\div 800 \text{ м}^3/\text{мин}$ ) связано, главным образом, с улучшением газодинамических и прочностных характеристик РК. Для оценки их НДС в условиях статического и динамического нагружения необходимы более совершенные и доступные для конструктора методы расчета.
2. Разработан доступный для конструктора метод расчета трехмерного НДС закрытых и полукоткрытых РК МЦК с использованием конечно-элементной модели, включающий в себя специальную программу в виде алгоритмов построения трехмерных конечных элементов сектора РК, состоящих из элементов лопатки и прилегающих участков диска. На границах сектора РК обеспечивается совпадение количества узлов и координат элементов, что позволяет получить решение для РК как целостной конструкции при значительном снижении объема вычислений.
3. На основе расчетов трехмерного НДС выполнена оптимизация геометрической формы высокорасходных закрытых и полукоткрытых РК, используемых в унифицированных МЦК. В результате определены все основные оптимальные геометрические размеры закрытых и полукоткрытых РК, необходимые для конструирования.
4. Разработан метод и программа расчета переменных аэродинамических нагрузок, действующих на межлопаточные отсеки закрытых РК, используемых в ступенях МЦК высокого давления. При определении суммарной эпюры распределения перепада наружного и внутреннего давления по поверхности межлопаточного отсека учтено отклонение аэродинамической нагрузки от среднего значения на величину амплитуды неравномерности давления около дисков и за РК из-за нестационарности потока, найденной экспериментально для ступеней МЦК, имеющих РК с  $\beta_{\text{ЛД}}=32\div 62^\circ$ , БЛД и ЛД и внутренние улитки или кольцевые камеры. Максимальное значение амплитуды неравномерности давления имеет место для РК с малой степенью реактивности, на нерасчетных режимах и проявляется заметнее около периферии покрывного диска.
5. Создан метод оценки усталостной прочности (выносливости) межлопаточных отсеков закрытых РК. Он включает в себя, с одной стороны, определение собственных частот и форм колебаний РК (с учетом и без учета его предварительно напряженного состояния от действия центробежных сил) расчетным путем по специальной процедуре системы ANSYS, надежность которой проверена данными голографической интерферометрии, и сравнение с частотой воздействия аэродинамических нагрузок для выявления резонанса. С другой стороны, расчетом по МКЭ определяются статические напряжения от центробежных сил  $\sigma_m$  и амплитудные значения напряжений  $\sigma_a$  в межлопаточном отсеке от дейст-

вия введенных в МКЭ поверхностных переменных аэродинамических сил. Из построенной диаграммы предельных амплитудных напряжений (диаграммы выносливости) для асимметричных циклов определяются предельные амплитудные напряжения  $\sigma_{aq}$  в межлопаточном отсеке покрывного и основного дисков и далее запас прочности по переменным напряжениям  $n_s = \sigma_{aq} / \sigma_s \geq [n_s]$ .

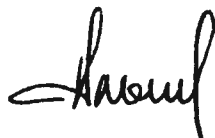
По рассмотренному комплексному методу оценки усталостной прочности выполнен анализ причин реального усталостного разрушения лицензионного закрытого РК типа «L», работающего при давлении  $p=4,6 \div 5,2$  МПа в составе пятой концевой ступени 1 секции ЦК синтез-газа. Полученные результаты подтверждают возможность использования разработанного комплексного метода оценки усталостной прочности РК в процессе проектирования МЦК.

По теме диссертации опубликованы следующие работы:

1. Патент № 2062362. Многоступенчатый центробежный компрессор. / Авт. патента Ильин А.Л., Петросян Г.Г. и др. – Оpubл. 20.06.96 г., Бюл. № 17.
2. Петросян Г.Г., Ильин А.Л., Муртазин Р.Ф., Зеленев А.А., Коханов С.Г. Новый мультипликаторный центробежный компрессор АЭРОКОМ 43-120/9 ОМ5. Тезисы докладов XI Международн. научн. техн. конфер. по компрессорной технике. С.Петербург, 1998, с. 136-137.
3. Петросян Г.Г., Ильин А.Л., Колочков А.Н., Муртазин Р.Ф. Воздушный центробежный мультипликаторный компрессор для условий эксплуатации Крайнего Севера. – В кн.: Проектирование и исследование компрессорных машин. Сб. научн. трудов АО НИИтурбокомпрессор, Казань, 1999, с.112-116.
4. Ильин А.Л., Евгеньев С.С., Закиев Ф.К. Метод расчета НДС рабочих колес центробежного компрессора. – Энерго, Российский специализированный журнал, Казань, Изд. дом «И-Пресс», 2000, № 1, с.92.
5. Закиев Ф.К., Евгеньев С.С., Ильин А.Л. Генератор объемной модели рабочих колес центробежного компрессора в среде ANSYS. – Энерго, Российский специализированный журнал, Казань, Изд.дом «И-Пресс», 2000, № , с.86-87.
6. Ильин А.Л., Петросян Г.Г., Евгеньев С.С. К расчету осевой силы, действующей на полуоткрытое рабочее колесо многовального центробежного компрессора. – Тезисы докл. XII Межвуз. научн. техн. семинара «Внутрикамерные процессы в энергоустановках, акустика, диагностика, экология». Военн. артиллер. ун-т, Казань, 2000, с. 112-114.
7. Евгеньев С.С., Ильин А.Л. К определению аэродинамических нагрузок, действующих на межлопаточные отсеки рабочего колеса центробежного компрессора. – Тезисы докл. XII Междунар. конфер. по компр. технике. ЗАО НИИтурбокомпрессор, Казань, 2001, с.55-56.

8. Евгенийев С.С., Ильин А.Л., Закиев Ф.К. Расчет НДС закрытых рабочих колес центробежных компрессоров. – Тезисы докл. XII Междунар. конфер. по компр. технике. ЗАО НИИТурбокомпрессор, Казань, 2001, с.140-141.
9. Евгенийев С.С., Ильин А.Л., Закиев Ф.К. Определение статической прочности закрытых рабочих колес центробежного компрессора. – Тезисы докл. XIII Всеросс. межвуз. научн. техн. конфер. «Внутрикамерные процессы в энергоустановках, акустика, диагностика, экология», Военн. артиллер. ун-т, Казань, 2001, с.264-265.
10. Евгенийев С.С., Ильин А.Л. Метод расчета аэродинамических нагрузок для определения переменных напряжений в рабочих колесах центробежного компрессора. – Тезисы докл. XIII Всеросс. межвуз. научн. техн. конфер. «Внутрикамерные процессы в энергоустановках, акустика, диагностика, экология», Военн. артиллер. ун-т, Казань, 2001, с.265-267.
11. Закиев Ф.К., Великанова Н.П., Евгенийев С.С., Ильин А.Л. Разработка генератора конечно-элементной модели и расчет собственных частот колебаний центробежного рабочего колеса турбокомпрессора средствами ANSYS – Тезисы докл. Международн. научн. техн. конфер., посвящ. памяти Генер. конструктора Н.Д.Кузнецова, г.Самара, 2001, ч.II, с.10-11.

Соискатель



Ильин А.Л.

2-

Отпечатано в офсетной лаборатории  
Казанского государственного  
технологического университета,  
420015, Казань, ул. К.Маркса, 68.  
Тираж 100 экз. Заказ № 314.